БЕЗОПАСНОСТЬ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЧЕЛОВЕКА
SAFETY OF HUMAN ACTIVITY



УДК 621.873 DOI 10.12737/20346

Исследование спектров шума в кабинах козловых кранов*

К. О. Кобзев[1], А. Н. Чукарин[2], В. А. Бондаренко[3]**
[1,2] Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация
[3] Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Investigation of noise spectra in the frame crane cabins†**

K. O. Kobzev[1], A. N. Chukarin[2], V. A. Bondarenko[3]**
[1,2] Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation
[3] Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Рассмотрены методики виброакустических расчетов для кабин козловых кранов, позволяющих как при проектировании, так и при ремонте и модернизации обеспечить выполнение санитарных норм шума путем рационального выбора диссипативных, звукоизолирующих и звукопоглощающих свойств элементов кабин. Вибрация элементов ограждения кабины и, в первую очередь, элементов остекления возникает при передаче вибраций от несущей конструкций крана. Полученные зависимости позволяют определить спектр вибраций каждого элемента кабины и на этой основе уровни звукового давления. Сравнение реальных уровней звукового давления с предельно-допустимыми значениями определяют на этапе проектирования превышения октавных уровней над санитарными нормами. Эти данные являются основой для принятия инженерных решений по снижению уровней шума до нормативных величин.

The techniques of vibro-acoustic calculations for the frame crane cabins that allow ensure the implementation of the noise sanitary norms by the rational choice of the dissipative, soundproofing and sound-absorbing properties of the cabin parts during both the design and the repair and modernization are considered. The vibrations of the cabin safeguard parts and, primarily, of the glazing members, occur when transferring vibrations from the crane carriers. The obtained dependences allow determining the vibration spectrum of each member of the cabin and sound pressure levels on this basis. Comparison of real sound pressure levels with the admissible limit values is determined at the designing stage of exceeding the octave levels over the sanitary standards. These data are the basis for making engineering decisions to reduce noise levels to the regulatory values.

Ключевые слова: кабина козлового крана, остекление, шумоизоляция, уровень вибраций, уровень шума.

Keywords: frame crane cab, glazing, noise insulation, vibration level, noise level.

Введение. В части общего устройства и внутреннего оборудования к кабинам управления козловых кранов предъявляют те же требования, что и к кабинам мостовых кранов. При этом кабины должны соответствовать требованиям ГОСТ 23940–79.

Следует остановиться не только на условиях обзора из кабин, а также на некоторых особенностях, связанных с передвижением их совместно с грузовыми тележками. При работе должно быть обеспечено беспрепятственное наблюдение крановщика за грузом и захватным органом при любых положениях последних по пролету моста и по высоте. Желательно также, чтобы крановщик имел возможность при любом положении кабины наблюдать за всеми четырьмя ходовыми тележками крана и подкрановыми путями. Зону обзора определяют путем графического построения.

При пролетах 16–25 м и отсутствии каких-либо дополнительных требований достаточно удобно управлять краном из неподвижной кабины. Последнюю целесообразно размещать у одной из опор, смещая в пролет на 1–3 м с тем, чтобы уменьшить помехи обзору от стоек опоры [1].

---

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.
** E-mail: kobzevkirill1990@mail.ru
*** The research is done within the frame of the independent R&D.

Для улучшения обзора вдоль моста в боковых стенках кабины желательно предусматривать окна с форточками или сдвижными стеклами для связи с обслуживающим персоналом. В полу кабины (или, по крайней мере, в передней ее части) следует также устраивать окно. Для того чтобы не препятствовать обзору в тыльном направлении, входную дверь с площадкой следует располагать с одной из боковых сторон кабины.

На кранах КС–12,5 грузоподъемностью 12,5 т и пролетом 32 м кабины крепят на кронштейне, который можно устанавливать в любом месте трехгранного решетчатого моста — в зависимости от планировки подкрановой площадки.

На кране с трубчатым мостом грузоподъемностью 12,5 т и пролетом 16 м кабина установлена на площадке стойки жесткой опоры с возможностью установочного поворота относительно вертикальной оси. Однако такие усовершенствования могут устранить недостатки, присущие неподвижным кабинам лишь в отдельных конкретных случаях.

Таким образом, область наиболее целесообразного применения неподвижных кабин ограничивается преимущественно кранами малых пролетов и большепролетными кранами, предназначенными преимущественно для обслуживания складов оборудования и монтажных площадок.

Наиболее распространены схемы, при которых кабина перемещается совместно с грузовой тележкой. Здесь кабину снабжают отдельной рамой, опирающейся одной стороной на пару ходовых колес, а другой — шарнирно соединенной с рамой грузовой тележки. Недостатком такой установки кабины является необходимость соответствующего увеличения длины моста или, по крайней мере, подтележечных направляющих [2–3].

Этот недостаток устранен в кабинах, подвешенных непосредственно к раме грузовой тележки. Однако здесь на кабину в большей мере передаются вибрации рамы тележки, возникающие при работе ее механизмов. Кроме этого, часто не удается обеспечить равномерное распределение нагрузок на ходовые колеса грузовой тележки, что особо неблагоприятно для интенсивно работающих на изгиб поясов решетчатых мостов.

Если у кранов с неподвижным расположением кабины лишь относительно небольшое время грузовая подвеска располагается вблизи от крановщика, то у кранов с подвижной кабиной крановщик постоянно находится вблизи груза. Кабины, как правило, располагают на расстоянии 1,5–2,5 м по горизонтали от грузовых канатов. При этом для того, чтобы обеспечить наблюдение за находящимся на уровне земли грузом, крановщик должен наклонять верхнюю часть туловища на угол 30–45°, что чрезвычайно неудобно при длительной работе (рекомендуемый предельный угол наклона в пределах 10–15°). Здесь следует иметь в виду, что удобному наблюдению за грузом через нижнее стекло препятствуют защитная решетка стекла, относительно ограниченные размеры светового проема, неизбежное загрязнение стекла и, наконец, ноги самого крановщика. Часто наблюдению за грузом мешают также траверса грузовой подвески или закрывающее груз захватное устройство.

Более рационально для обзора в переднем направлении выполнена кабина крана КК–12,5–32, где увеличены размеры нижнего окна, размещенного в наклонной грани, что, однако, несколько усложняет конструкцию каркаса кабины.

Проверки, выполненные как графическим способом, так и непосредственно на эксплуатируемых кранах, показали, что удобная поза крановщика может быть обеспечена при отнесении кабины на расстояние 5–7 м от грузовых канатов. Практически это можно обеспечить только применением кабин, перемещающихся раздельно от грузовой тележки.

В настоящее время такие кабины вследствие усложнения конструкции крана применяют преимущественно на крупных установках. Однако проведенные разработки выявили бесспорную целесообразность оснащения такими кабинами и козловых кранов общего назначения.

Имеются два варианта установки подвижных кабин. По одному из них самоходная кабина перемещается по боковым направляющим в пределах пролетной части моста. Здесь перемещения грузовой тележки и кабины полностью взаимонезависимы, однако у кабины нет выхода на консоли, а установка дополнительных направляющих и консольное крепление кабины несколько усложняют конструкцию крана [9–11].

Кабина, перемещающаяся по общим путям с грузовой тележкой, может быть выполнена самоходной. Однако в этом случае следует предусмотреть средства для уравнения скоростей движения тележки и кабины.

Более простое решение получается при канатном приводном механизме передвижения грузовой тележки. Здесь на кабинной тележке монтируют вспомогательную лебедку, канатоведущий шкив которой охватывается тяговым канатом грузовой лебедки. Шкив соединяется с валом посредством сцепной муфты. При замкнутой муфте и заторможенном шкиве кабина перемещается совместно с грузовой тележкой. При включении лебедки кабина смещается относительно тележки. Наконец, при разомкнутой муфте кабина может быть застопорена в любом удобном для работы месте моста.

У кранов, оснащенных передвижными кабинами, следует обеспечивать безопасный выход из них при остановке в любом месте моста. В ряде конструкций кранов (например, у кранов с двухбалочным мостом или с решетчатым

однобалочным мостом) проблема выхода на мост каких-либо трудностей не представляет. В кранах с однобалочным мостом листовой конструкции и подвесной грузовой тележкой выход через нижнюю грань последнего обычно невозможен. Иногда тележку снабжают телескопической лестницей. В сдвинутом состоянии эта лестница не препятствует проходу тележки под узлами примыкания опорных стоек к мосту. В раздвинутом состоянии лестница позволяет крановщику достигнуть предусмотренной вдоль моста галереи. Для этого же по длине настила галереи предусматривают ряд люков, причем шаг последних должен обеспечивать при любом положении тележки в пролете выход с нее в один из люков.

У кабин, перемещающихся совместно с грузовой тележкой, часто приходится считаться с шумом и вибрацией, возникающими при работе механизмов тележки.

Для защиты от шума и высокочастотной вибрации в узлах подвески кабины целесообразно предусматривать резиновые прокладки или втулки. Корпус кабины должен иметь звукопоглощающую обшивку или покрытие.

У кранов с тонкостенным однобалочным коробчатым мостом или при тонкостенных трубчатых поясах часто мост или пояса играют роль резонатора. В особенности они усиливают шум, возникающий при передвижении грузовой тележки с неточно установленными ходовыми колесами. Для снижения шума целесообразно устанавливать подтележечные направляющие на неметаллических подкладках, например, на пластинах из полиэтилена толщиной 2–3 мм. Однако наилучшие результаты дает применение пластмассовых ходовых колес.

Для снижения уровня вибраций следует применять демпфирующую подвеску кабины. Такие подвески в настоящее время стали внедрять на мостовых и козловых кранах.

Основная часть. Для кабин козловых кранов отсутствуют методики виброакустических расчетов и проектирования, позволяющих как при проектировании, так при ремонте и модернизации обеспечить выполнение санитарных норм шума путем рационального выбора диссипативных, звукоизолирующих и звукопоглощающих свойств элементов кабин.

Таким образом, решение задачи снижения уровней шума в кабинах локомотивов до предельно-допустимых значений и улучшение за этот счет условий труда крановщиков является актуальной.

Теоретическое исследование уровней шума в кабинах козловых кранов основано на характерных особенностях условий эксплуатации и конструкции кабин крановщиков. В частности — козловые краны эксплуатируются в открытом пространстве; кабины козловых кранов имеют большую степень остекления. Действительно, передняя и боковые панели практически полностью состоят из элементов остекления [4–7].

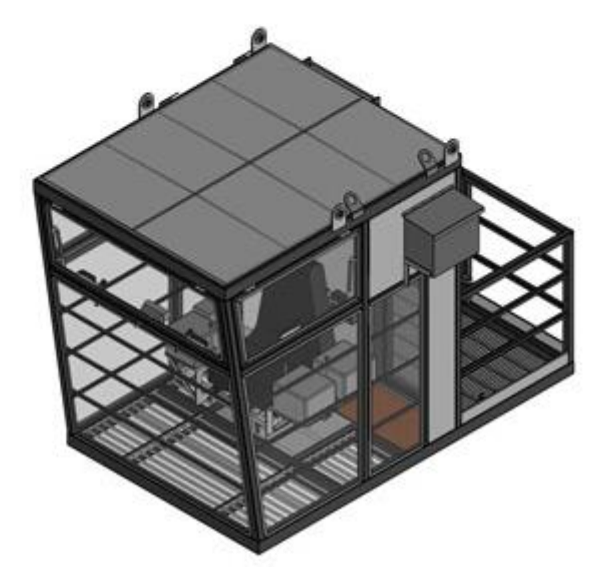


Рис. 1. Чертеж закрытой кабины крановщика козлового крана

Расчет виброакустических характеристик кабины козлового крана, как энергетически замкнутых конструкций, имеющих форму тонкостенного прямоугольного параллелепипеда, основан на уравнениях энергетического баланса, которые имеют следующий вид:

$$\sum_{1}^{7} \alpha_{ij} l_{ij} q_i - \sum_{1}^{7} \alpha_{ji} l_{ij} q_j - \delta_j S_j q_j + K^{*-1} N = 0,$$

где α_{ij}, α_{ji} — коэффициенты передачи энергии между стенками кабины; l_{ij} — длина линии контакта, м; q_j — потоки вибромощности в элементах кабины, Вт/м; l_{ij} — коэффициент

поглощения энергии в элементе ограждения, 1/м; S_j — площадь элемента кабины, м^2; N — вибромощность, передаваемая в пол при движении локомотива, Вт; K^* — коэффициент передачи вибрации на пол кабины.

Моделирование уровней шума внутри кабины при воздействии воздушной составляющей шума. Вывод зависимостей уровней звукового давления в кабинах козловых кранов основано на данных работ Л.П. Осипова, Д.Р. Гужаса, Н.И. Иванова [1]. На основе этих исследований в данной работе получено выражение уровней звукового давления в кабине крановщика, создаваемые внешними источниками шума получено в следующем виде:

$$L = L_{P\sum} + 10\lg\frac{1}{4\pi r_1^2} - 3U_i + 10\lg\frac{2,2(1-\alpha)}{\alpha},$$

где $L_{P\sum}$ — суммарные уровни звукового давления, создаваемые внешними источниками шума в непосредственной близости от элементов ограждения кабины; $3U$— звукоизоляция соответствующего элемента ограждения; r — расстояние от соответствующего источника внешнего шума до геометрического центра соответствующего элемента ограждения кабины; α — средний коэффициент звукопоглощения кабины.

«Слабыми» элементами ограждения кабины являются элементы остекления, которые представляют собой прямоугольные элементы ограниченных размеров.

Звуковая энергия излучается во внутренний воздушный объем кабины. Теоретическое значение звукового давления плоского источника, создаваемого под действием внешнего звукового давления, определяется по формуле:

$$P = L_{P\sum} + \left(\frac{0,64S_{oi}}{r_i^2} + \frac{2,2(1-\alpha)}{\alpha}\cdot\frac{S_{oi}}{S_k}\right),$$

где S_{oi} — площадь элемента остекления; S_K — площадь внутренний поверхности кабины.

Вывод зависимостей структурного шума в кабине

Вибрация элементов ограждения кабины и, в первую очередь, элементов остекления возникает при передаче вибраций от несущей конструкций крана. Уровни звукового давления структурной составляющей шума определяются по формуле:

$$L_{C\sum} = 10\lg\sum_1^n 10^{0,1L_{oi}},$$

где n — количество элементов остекления.

Для расчета структурной составляющей шума удобнее при расчете использовать уровни скоростей колебаний. Поэтому в основную формулу положена зависимость

$$L_C = 20\lg V_i + 10\lg\left(\frac{0,16}{r_i^2} + \frac{2,2}{B_K}\right) + 146,$$

$$B_K = \frac{\sum\alpha_i S_i}{1-\alpha},$$

где V_i — скорости колебаний элементов ограждения, B_K — постоянная кабины, α_i — частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения элементов кабины.

Тогда уровни звукового давления в кабине, создаваемые одновременным воздействием воздушной и структурной составляющей шума, определяются энергетическим суммированием

$$L = 10\lg\left(10^{0,1L_B} + 10^{0,1L_C}\right).$$

Коэффициенты передачи энергии между элементами кабины соответствуют Г-образному контакту и определяются следующим образом:

$$\alpha_{in} = \frac{\psi(\mu_{in})\tau_{in}}{\pi},$$

$$\tau_{in} = \lambda\left(\mu_{in}^{1,25} + \mu_{ni}^{1,25}\right); \mu_{in} = \frac{h_n}{h_i}; \mu_{ni} = \frac{h_i}{h_n},$$

$$\mu_{in} < 1L : \psi(\mu_{in}) = \frac{1}{3}\left[(1+\mu_{in})E\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right) - (1-\mu_{in})F\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right)\right],$$

$$\mu_{in} \geq 1L : \psi(\mu_{in}) = \frac{1}{3}\left[(1+\mu_{in})E\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right) + (1-\mu_{in})F\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right)\right],$$

где E и F — полные эллиптические интегралы, определяемые по таблицам работы.

Коэффициенты поглощения энергии по данным работы задаются следующими формулами:

$$\delta = \frac{\eta_i \pi f_i}{c_u},$$

где f — эффективный коэффициент потерь колебательной энергии несущей конструкции, являющийся частотно-зависимой величиной; ῆ — собственные частоты колебаний соответствующего элемента ограждения, Гц; c — длина изгибной волны в соответствующем элементе, м/с

$$c_u = 0,535\sqrt{2\pi f_i \frac{E}{\rho\left(1-\mu^2\right)} h_i},$$

Из энергетических потоков в элементах ограждения и определяются виброскорости на собственных модах колебаний [6–8]:

$$V_i = \sqrt{\frac{q_i}{2c_u m_0}},$$

где m_0 — распределенная масса, кг/м^2.

Из полученных выражений видно, что добиться снижения шума на рабочих местах машинистов возможно за счет рационального подбора двух параметров — виброизоляции источников вибрации и эффективного коэффициента потерь колебательной энергии элементов ограждения кабины. В свою очередь, требуемое значение коэффициента потерь может быть достигнуто применением многослойных стенок с введением демпфирующих элементов. В этом случае суммарный коэффициент потерь колебательной энергии определяется зависимостью

$$\eta = \frac{\eta_H B_H + \sum_{i=1}^{n} \eta_i B_i}{B_H + \sum_{i=1}^{n} B_i},$$

$$B_H = \frac{E_H h_H^3}{12\left(1-\mu_H^2\right)},$$

где η_H и B_H — коэффициент потерь и цилиндрическая жесткость пластины несущей конструкции; η_i и B_i — коэффициент потерь и цилиндрические жесткости вибродемпфирующих элементов.

Передача вибрации на элементы остекления осуществляется через соответствующие стенки. Коэффициент передачи вибрации определяется для условий линейного соединения

$$\tau_{OH} = \left[\frac{\mu_{OH}^{1,25} + \mu_{OH}^{0,75} + \mu_{HO}^{0,75} + \mu_{HO}^{1,25}}{1 + 0,5\left(\mu_{HO}^{2} + \mu_{OH}^{0,5}\right) + \mu_{HO}^{0,5} + \mu_{OH}^{0,5}}\right]^2.$$

В данном выражении индекс «н» относится к несущей конструкции, а «о» — к элементам остекления.

Уравнение энергетического баланса для одного элемента остекления определяется следующим образом

$$q_H\, 2\left(l_1 + l_2\right)\alpha_{HO} = \delta_0 S_0 q_0 + \alpha_{OH}\, 2\left(l_1 + l_2\right) q_0.$$

Из этого уравнения определяется поток вибрационной мощности остекления

$$q_0 = \frac{q_H\, 2\left(l_1 + l_2\right)\alpha_{HO}}{\delta_0 S_0 + \alpha_{OH}\, 2\left(l_1 + l_2\right)}.$$

Из этого выражения определяется скорость колебаний остекления

$$V_{Oi} = 27\cdot 10^{-4}\sqrt{\frac{q_H\left(l_1 + l_2\right)\alpha_{HO}}{0,25\sqrt{\frac{f_0}{h_0}}\delta_0 S_0 + \alpha_{OH}\left(l_1 + l_2\right)}\cdot\frac{1}{\sqrt{f}\cdot h_0^{3/2}}}.$$

Уровни шума в кабинах создаваемых вибрацией элементов ограждения, определяется известной зависимостью

$$L_{cmp} = L_{Wi} + 10\lg\left(\frac{x}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B_Л}\right),$$

где L_{Wi} — уровни звуковой мощности, излучаемой элементами ограждения, дБ, Следует учесть для расчета уровней шума в кабине крана кроме шести элементов несущей конструкции кабины десять стекол.

Уровни звуковой мощности, в данном случае плоских излучателей, определены как

$$L_W = 10\lg\frac{\rho_0 c_0 V_i^2}{10^{-12}}.$$

Тогда с учетом вышеуказанных выражений приведем зависимость для определения уровней структурного шума к следующему виду

$$L_{3i} = 20\lg K_i + 10\lg\left(0,25 + \frac{S\left(S_\Sigma - 1,3\sum_{i=1}^{14}\alpha_i^f S_i\right)}{S_\Sigma - \sum_{i=1}^{14}\alpha_i^f S_i}\right) + 140.$$

Вывод. Полученные зависимости позволяют определить спектр вибраций каждого элемента кабины и на этой основе уровни звукового давления. Сравнение реальных уровней звукового давления с предельно-допустимыми значениями определяют на этапе проектирования превышения октавных уровней над санитарными нормами. Эти данные являются основой для принятия инженерных решений по снижению уровней шума до нормативных величин.

Библиографический список

1. Иванов, Н. И. Основы виброакустики : Учебник для вузов / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. — Санкт-Петербург : Политехника, 2000. — 482 с.
2. Борьба с шумом на производстве : Справочник / под ред. Е. Я. Юдина. — Москва : Машиностроение, 1985. — 400 с.
3. Чукарин, А. Н. О расчете корпусного шума шпиндельных бабок станков токарной группы / А. Н. Чукарин, А. А. Феденко // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем. — Ростов-на-Дону, 1993. — С. 74–78.
4. Расчеты на прочность в машиностроении / под ред. С. Д. Пономарева. — Москва : Машгиз, 1959. — 884 с.
5. Чукарин, А. Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. — Ростов-на-Дону, 2004. — С.165.
6. Бондаренко, В. А. Уточнение расчета акустических экранов устанавливаемых в производственном помещении / В. А. Бондаренко, И. В. Богуславский, С. С. Подуст // Вестник Дон. гос. техн. ун-та, №1. — 2014. —С. 93–97.
7. Никофоров, А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций. / А. С. Никифоров. — Липецк : Судостроение, 1990. — 200 с.
8. Козочкин, М. П. Методы снижения шума металлорежущих станков и их узлов: метод. рекомендации / М. П. Козочкин. — Москва: 1986. — 68 с.
9. Перечень вибропоглощающих материалов и конструкций, рекомендованных к применению в народном хозяйстве. / Акустический институт Академии наук СССР. — Москва: Машиностроение, 1978. — 38с.
10. Тартаковский, Б. Д. Научные и практические вопросы создания серийного производства вибропоглощающих материалов и покрытий и вибродемпфированных конструкций / Б. Д. Тартаковский // Материалы всесоюзного совещания по проблемам улучшения акустических характеристик машин. — Звенигород., 27–29 окт., 1988 год — Москва, 1988. — С. 36–47.
11. Справочник по судовой акустике / под ред. И. И. Клюкина, И. И. Боголепова. — Липецк : Судостроение, 1978. — 379 с.

References

1. Ivanov, N.I., Nikiforov, A.S. Osnovy vibroakustiki. [Fundamentals of Vibroacoustics.] St.Petersburg: Politekhnika, 2000, 482 p. (in Russian).
2. Yudin, E.Y., ed. Bor'ba s shumom na proizvodstve: Spravochnik. [Handbook of noise abatement in manufacturing.] Moscow: Mashinostroenie, 1985, 400 p. (in Russian).
3. Chukarin, A.N., Fedenko, A.A. O raschete korpusnogo shuma shpindel'nykh babok stankov tokarnoy gruppy. [On calculation of structure-borne noise of spindle heads of lathe tool group.] Nadezhnost' i effektivnost' stanochnykh i instrumental'nykh sistem. [Reliability and efficiency of machine tools and systems.] Rostov-on-Don, 1993, pp. 74–78 (in Russian).
4. Ponomarev, S.D., ed. Raschety na prochnost' v mashinostroenii. [Stress calculations in Mechanical Engineering.] Moscow: Mashgiz, 1959, 884 p. (in Russian).
5. Chukarin, A.N. Teoriya i metody akusticheskikh raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya mekhanicheskoy obrabotki. [Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for tooling.] Rostov-on-Don, 2004, 165p. (in Russian).

6. Bondarenko, V.A., Boguslavskiy, I.V., Podust, S.S. Utochnenie rascheta akusticheskikh ekranov ustanavlivaemykh v proizvodstvennom pomeshchenii. [Adjustment of acoustic baffles calculation set in the shopfloor.] Vestnik of DSTU, 2014, no. 1, pp. 93–97 (in Russian).

7. Nikiforov, A.S. Akusticheskoe proektirovanie sudovykh konstruktsiy. [Acoustic designing of ship structures.] Lipetsk: Sudostroenie, 1990, 200 p. (in Russian).

8. Kozochkin, M.P. Metody snizheniya shuma metallorezhushchikh stankov i ikh uzlov: metod. Rekomendatsii. [Methods of noise abatement of machine tools and their components.]. Moscow, 1986, 68 p. (in Russian).

9. Perechen' vibropogloshchayushchikh materialov i konstruktsiy, rekomendovannykh k primeneniyu v narodnom khozyaystve. [List of vibration-absorbing materials and structures recommended for use in the national economy.] Acoustic Institute of AS USSR. Moscow: Mashinostroenie, 1978, 38p. (in Russian).

10. Tartakovskiy, B.D. Nauchnye i prakticheskie voprosy sozdaniya seriynogo proizvodstva vibropogloshchayushchikh materialov i pokrytiy i vibrodempfirovannykh konstruktsiy. [Scientific and practical issues of creating mass production vibration-absorbing materials and coatings, and vibro-damped structures.] Materialy vsesoyuznogo soveshchaniya po problemam uluchsheniya akusticheskikh kharakteristik mashin. [Proc. All-Union Conf. on the problems of improving machine acoustic characteristics.] Zvenigorod — Moscow, 1988, pp. 36–47 (in Russian).

11. Klyukin, I.I., Bogolepov, I.I., eds. Spravochnik po sudovoy akustike. [Handbook of ship acoustics.] Lipetsk: Sudostroenie, 1978, 379 p. (in Russian).

Поступила в редакцию 19.06.2016
Сдана в редакцию 20.06.2016
Запланирована в номер 07.07.2016